

# 中小型热电厂锅炉给水泵常见故障原因分析与对策

胡大千 韩 杰

(江苏利港电力有限公司; 江阴利港 214444)

**摘要:** 近年来各地新建了一批热电联产的发电机组来取代原有的供热锅炉, 但部分机组被锅炉给水泵的故障所困扰, 严重影响安全供电和供热。本文就常见的设备故障, 结合我们多年工作中积累的经验, 提出一些分析与对策, 仅供参考。

**关键词:** 锅炉给水泵 振动 轴承 损坏 暖泵 分析 对策

## 前 言

近年来因用电矛盾突出, 大机组纷纷上马, 一些大泵厂忙于生产大型给水泵, 小型锅炉给水泵于是转移到小厂生产, 而小厂的技术水平、质量控制手段不能与大厂相比, 产生不少问题。目前中小型热电厂的给水泵型号较集中在 DG、2DG、FT 等系列, 泵普遍突出的问题表现在泵组振动、平衡机构与电机轴承止推面与非止推面的非正常磨损、联轴器损坏等, 下面就以上问题进行分析与探讨。

## 1 泵推力轴承间隙的确定

泵的推力轴承在泵启停或较大变工况过程中(含在 30% 额定流量下运行工况), 存在瞬间轴向脉动, 此时泵转子处于失稳状态。为保护平衡盘推力面不致磨损而设置了推力轴承(见图 1), 但推力轴承的轴向承载能力也只有额定工况下轴向力的 15% (推力轴承的承载能力即是以此为依据设计

的)。过大的推力间隙, 会使对叶轮的前后盖板轴向间隙的保护量程偏小, 也是不安全的, 一般  $B = B_1 = 3 \sim 4\text{mm}$  左右。过大的推力间隙, 在泵转子轴向脉动时, 会使推力轴承合金止推面易受到推力盘的冲击负载, 导致损坏。

采用平衡盘结构的最大好处是能自行调节转子的位置。但设置推力轴承后, 限制了平衡盘的轴向串动范围。在工作止推瓦片后设置了弹簧, 其本意是在泵启、停、小流量区域运行时, 防止平衡盘推力面碰磨而设计的, 上述这些工况是极短的暂态过程, 但是转子存在惯性力, 而弹簧的刚度是无法精确适应此一变化的, 相反它制约了平衡盘的灵敏度。现场发现凡装弹簧的泵, 均未真正起到有效保护平衡盘推力面的作用, 即使对 KSB 公司的 HGC5/11 型给水泵也不例外, 见图 2、图 3 所示。

所以我们认为推力轴承的轴向间隙大小只要考虑以下几个因素即可, 推力间隙过大或过小都会造成不稳定现象。

1、推力盘安装后其工作面与非工作面的端面

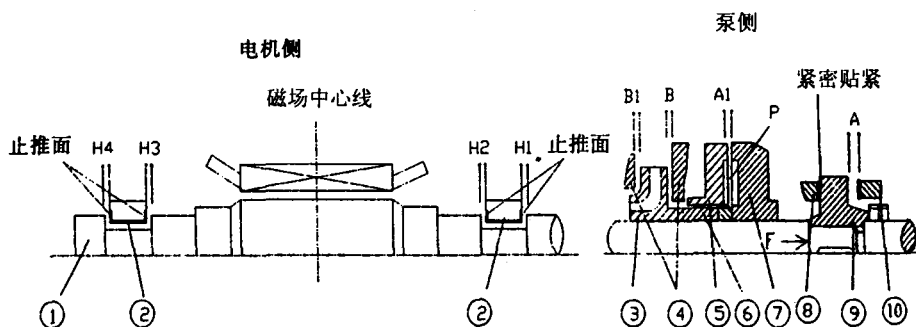


图 1 合金制的推力轴承示意图

1. 电机转子 2. 支承轴承 3. 叶轮 4. 出口导向器 5. 静平衡盘 6. 节流套  
7. 动平衡盘 8. 推力轴承(工作) 9. 推力盘 10. 推力轴承(非工作)

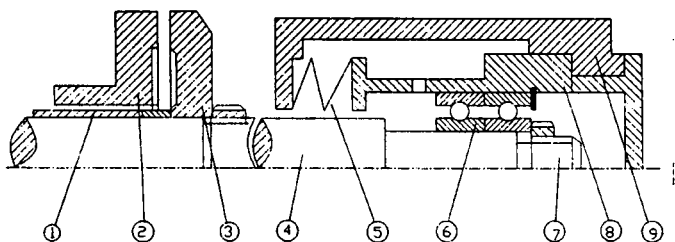


图2 FT150-1500型泵示意图

1. 节流套 2. 静平衡盘 3. 动平衡盘 4. 主轴 5. 弹簧  
6. 深沟轴承 7. 弹簧套 8. 轴承壳

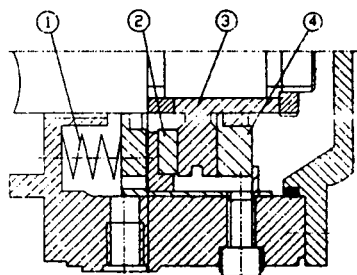


图3 HGC5/11型泵示意图

1. 弹簧 2. 推力瓦(工作面)  
3. 推力盘 4. 推力瓦(非工作面)

跳动:一般控制在0.015 mm以内。

2、两侧推力瓦面对轴线的跳动:应 $\leq 0.02$  mm。

3、推力瓦轴承工作所产生的油膜厚度:考虑在0.02~0.03 mm左右。

4、考虑装配误差及推力盘与推力瓦轴向预留一定间隙来满足轴承副的热胀冷缩空间,同时考虑到不应过大地制约平衡盘的灵敏度,这几部分总共有 $A=0.40\sim 0.45$  mm就可以满足了。

综上所述,给泵推力轴承总的轴向间隙应控制在0.40~0.50 mm是合理的。目前300MW、350MW机组50%容量的主给水泵推力间隙均控制在此范围内。在特殊条件下,将推力轴承拆除,即不要过频繁变工况启、停,避免在小流量区域内长时间运行,泵也是可以正常运行的。

## 2 电动机两侧支承轴承的推力间隙及电机磁力中心

电机支承轴承的推力面是在电机启停的瞬间起作用,它的承载能力很小,不能与泵的推力轴承相比。因为此时绕组的磁场尚未建立或已消失,另外泵转子产生的轴向脉动通过联轴器传递过来(这种轴向力的传递因联轴器型式不同而存在衰减量的差别)。这个不稳定现象只存在一个极短时间即会消失,其产生对电机转子的轴向推力影响很小,如我们将两侧支承轴承的推力间隙放大( $\geq 2.5$  mm),即大于泵的推力间隙,其推力面也不会产生碰磨。同时需指出,此时,电机与泵的两半联轴器之间距离应在电机转子在磁力中心位置与泵转子推力轴承(工作面)贴紧的条件下:联轴器的长度应与其相等,同时具有轴向补偿作用。(对于齿式联轴器的套或中间轴它的轴向移动量应大于 $\frac{1}{2}$ 电机总轴窜加上泵的推力间隙与2 mm的安全裕量即可,而金属膜片

联轴器的膜片在安装时不应受轴向预负载),另外,支承轴承的推力间隙偏小对轴承的回油是不利的,会使轴承温度升高。

要满足上述条件:首先要确定电机转子与绕组的磁力中心位置。可以通过单转电机,在轴的外伸端划线定位,然后打开两侧轴承来检查四处推力间隙是否基本一致,即 $H_1 \approx H_2 \approx H_3 \approx H_4$ (允差 $\leq 0.1$  mm)。见图1。

## 3 联轴器

有些给泵原设计是LT型弹性柱销联轴器(例如DG270-140B型),这种联轴器具有弹性模量大,单位体积储存变形能大,阻尼、缓冲、减振性能好,可补偿轴向位移。它是依靠柱销组的锁紧力而产生接触面的摩擦力矩,并压缩橡胶组件来传递扭矩,较适合安装在运转精度高、冲击负载不大的轴系传动,对锅炉给水泵完全可以适用。另外它的维护工作量极小,不用注油润滑,更换弹性组件方便。需注意的是不能接触油类,否则会造成橡胶环的溶胀,即使发现个别有溶胀情况也应全部更换橡胶组件,同时应保持柱销对联轴器端面的垂直度,及弹性胶环与联轴器孔的间隙一般控制在2~4 mm为适,以免诱发泵组振动。

也有些泵采用齿形联轴器(例如2DG-9、2DG-10型),据我们多年实践表明,此类联轴器在轴系传动中,振动和轴线偏移是它的突出缺点。但不论是直齿或鼓齿,与弹性柱销联轴器比较,虽然它们均具有刚性可移的特点,这是它的优点,但它不具备减振、缓冲的功能,而且存在润滑、密封、定期维护和成本高等一系列缺点,在使用中因联轴器齿隙增大与局部磨损造成泵组振动也屡见不鲜。当然在两联轴器的相对移动方面的性能,在齿形完好的情况下是优于弹性联轴器的(它们之间的差异仅为摩

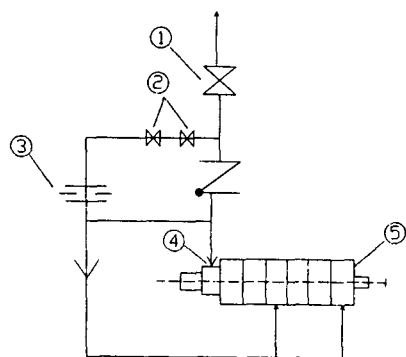


图4 2DG-10型高压给泵的暖泵方式

1. 出口闸阀 2. 暖泵隔离阀 3. Ø5孔板 4. 平衡室 5. 首级中段

擦系数不同,钢对橡胶  $\delta = 0.8$ ; 钢对钢  $\delta = 0.1$ ; 传动效率比弹性柱销联轴器低 0.5%)。但一旦齿面磨损, 这些优势也将不复存在。当前在选择联轴器时忽视机械的动力特性, 错误地选择联轴器的现象还是常见的, 这需要引起注意。目前国内外, 对大型设备均弃用齿形联轴器而改用金属膜片联轴器, 当然由于它的价格高, 会制约它的广泛应用。

#### 4 平衡机构

平衡装置需保证动静平衡盘在动态条件下保持一定的轴向间隙。以 DG270-140B 型泵为例(图1), “P”处存在高压介质, 使动盘向右侧推移以使转子处于平衡, 产生的反推力  $F$  可以高达 15~18 吨, 使泵轴处于拉伸状态, 这时动盘前后侧各结合面及推力轴承环与轴承座才实现真正贴紧。

所以在冷态调整动静平衡盘轴向间隙时, 应尽可能地模拟运转工况下承受到的轴向力状态下调整(见图1), 这是一项十分重要的工作。即将转子轴向压紧约 200~250 kgf, 在工作推力瓦片、座环得到初步适应性变形充分的条件下来确保“ $A_1$ ”尺寸(目前现场普遍采用人工将转子撬向一侧的方法是有些问题的)。当然目前普遍采用  $A_1 = 0.04 \sim 0.08 \text{ mm}$  也显然是偏大的, 甚至有高达 0.3~0.4 mm 的情况, 建议  $A_1 = 0.02 \sim 0.03 \text{ mm}$ 。如调整得当, 在运转条件下应该是动静盘间不发生过大摩擦, 工作瓦片温度正常(正常工作时推力轴承工作面应不承载), 平衡室泄水流量较小, 这样泵的容积效率也会稍得到提高(一般平衡回水压力比进水压力高 0.03~0.05 MPa), 平衡机构的灵敏度也不会受到较大的制约。保证动静平衡盘背部与端盖的结合面不发生泄漏也非常重要, 如发生泄漏同样会使平衡腔室压力升高, 导致推

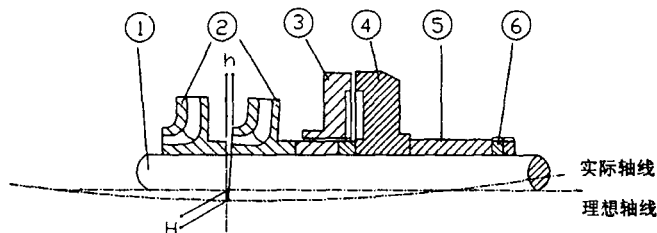


图5

1. 泵轴 2. 叶轮 3. 静平衡盘 4. 动平衡盘 5. 轴套 6. 锁紧螺母

力瓦工作面与动静盘推力面磨损, 直至发生振动。

必须指出, 往往由于各种因素导致节流套与静盘碰磨, 常常采用简单扩大此间隙的方法是不可取的, 经常会适得其反。因为节流间隙对平衡机构的稳定性, 特别是转子的动态恢复力十分重要, 因此节流间隙不可轻易放大。

#### 5 暖泵

给水泵在启动前的合理暖泵是极其重要的操作程序, 否则也会是导致给泵振动、异常磨损的原因之一。并非只有大型给泵才需暖泵, 中小型泵也需重视暖泵问题, 这里必须阐明两点:

1. 给泵启动前壳体内的水是静止的, 由于外壳的散热, 导致下部积聚了温度较低的水, 而上部温度较高, 这是由于水温差造成的密度差异, 也就是我们讲的“水温分层效应”, 使壳体上半部的轴向膨胀大于下半部, 形成所谓的弓背现象, 它将使泵转子的密封间隙发生变化, 严重时局部区域不仅没有间隙, 且有接触正应力。同时泵体存在着温差应力也是不利的, 如果此时启动, 无疑使动静部分碰磨, 甚至诱发振动。有文献表明, 上下壳体温差每差 10℃, 轴承架位移达 0.10 mm 左右。笔者在一台 2DG-10 型泵的暖泵过程中监测泵对轮侧轴头下沉情况显示: 在泵进水时, 轴端就同时下沉, 在此过程中, 最大可监测到 0.40~0.50 mm 左右, 然后随着泵上下壳体温差的缩小而同步回抬, 但不能返回“0”位。

这说明: 由于泵腔内流道形状复杂, 其结构决定了水温分层现象是不能从根本上消除的, 泵体总是存在一些弓背现象, 如采用较合理的暖泵方式, 弓背现象即可减小, 但目前没有任何一类暖泵系统可彻底解决此类现象。当前因市场竞争缘故, 有些泵自称是“不需暖泵的”, 这是不切实际也是不可置信的(即使某些进口泵在中段上采用部分楔形中段, 也只能讲: 仅仅改善了暖泵效果)。所以暖泵工作仍是十分必要的, 但在什么位置向泵体注入高温暖泵水

源,其效果如何,流量是否经济,这需要具体关注。

笔者认为平衡机构腔室是目前所见暖泵系统中的薄弱环节,因腔室内的水是不流动的,水温较低,结果使转子在此区段内温度低,使转子变形;另外,现有的暖泵水注入口由于流道形状的原因,不论是正、倒暖方式进行暖泵,泵体下部仍是低水温区域,效果不佳,如在特定区域的下部注入效果明显。

笔者曾在一台 2DG—10 型高压给泵采用了下列方式暖泵,见图 4。

即从出口管上引出一根  $\phi 14 \times 4$  的 1Cr18Ni9Ti 钢管,经过  $\phi 5$  孔板进行倒暖(1Cr13 渗碳, HRC 45—55)分别从下部引入平衡室与中部、首级中段下部,泵启动前开启暖泵隔绝阀,同时关闭两侧机械密封冲洗水源,启动后立即予以关闭与开启冲洗水源。同时在泵壳外部保温,暖泵时,上下壳体温差可控制在  $12^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C}$  左右,此时盘动转子是灵活的。该泵经 3 年使用后解体发现,密封间隙处未发现明显碰磨痕迹。

2. 在暖泵结果的综合指标中,经暖泵后的壳体温度应尽量缩小与除氧器水温的温差,否则当泵启动后,管道、泵体都将受到热应力冲击,更不能冷态启动,同时应对出口管至高加进水门前的一段管道进行暖管。有文献表明热态启动比冷态启动热应力下降 18% 左右,这对泵的使用寿命有直接影响。一般控制在  $15^{\circ}\text{C}$  左右为妥。泵体的保温工作也是十分必要的,特别对泵体下部的保温与合理布置暖泵水的注入。在此要提醒,由于暖泵管内流速极高对管壁冲刷大,每次小修应予检查更换(含孔板内径的冲刷),节流孔板的位置应布置高一些,一般在 2m 左右,以防冲刷成孔,高温水泄出伤人。

## 6 泵的振动

引起泵振动应是多种因素诱发而致的,比较复杂。现场实践表明:因泵轴上各类套装部件端面对轴线不垂直而引发的振动、动静部件碰磨所占比例较大。如图 5 所示,当其中的一级叶轮结合面由于端面不垂直,在套入泵轴后,就会出现“h 间隙,如将一侧的螺母锁紧后,h 间隙消失,此时转子的轴线发生弯曲,它与泵轴的理想轴线发生偏移量“H”。当然不垂直量越大,那么“H”量也相应增加,使泵转子弯曲更大。实践表明:一般给泵叶轮端面对轴线不垂直度  $0.025 \sim 0.03 \text{ mm}$ ,会使泵转子弯曲高达  $0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$ (从叶轮密封环径向跳动可以测得)。

有些检修人员在上述情况下,仅简单地将整个转子上车床,把叶轮密封环、叶柄处精车,来消除径向跳动量,以此来使密封环径向跳动到达合格范围。实质上并未真正有效地解决,问题的核心是泵轴依然受到额外的弯矩,使轴处于弯曲状态,即图 5 中的“H”并未消失,只仅仅修整了叶轮密封环处的形位公差,仍存在不平衡量。当泵启动后,在轴向推力与平衡力的作用下,各部件结合面轴向挤压应力增大,加剧了转子的弯曲。多级泵转子由于两支承轴承跨距大,转子在自身重量的作用下,有一定的挠度与不平衡量。运转后形成较大的动挠度会诱发转子强迫振动,泵轴越细,级数越多,问题越明显。此外,偏大的密封环间隙带来的不仅是泵容积效率下降,重要的是泵转子在正常运转时总有些振动,此振动引起的部件配合间隙变化导致间隙中水的摩擦力变化,它会产生一个与偏心离心作用力相反方向的水动力,该力可促使转子偏心方向向中心返回,从而起着减振作用。随着间隙的增大,这些作用将丧失,所以并不仅仅是增大一些间隙,牺牲一些容积效率的问题。特别是节流套间隙的增大还会使平衡机构动态恢复力大幅下降,也就是灵敏度的下降,因此密封环、导叶套、节流套处的间隙极为重要,不能轻易放大。在变速泵中由于此部分间隙的增大,还会导致转子临界转速下降,这些都应引起足够的重视。

在这种情况下,即使更换大量密封环、导叶套、动静平衡盘等部件,并放大间隙,即使做了大量工作,花费了资金,也无济于事。

由于上述原因引发的振动在现场的准确判断也是攸关重要的,应力求准确,对症处理。但现场常常习惯采用测量轴承三个方向的振动来确定故障原因,当然轴承三个方向振动量可以粗略对故障原因进行分类,重要的是首先应在分析确定轴承支座在各方向的动刚度的基础上,而这一点又往往被疏忽。实质上振动方向特征只能作为一种辅助信息,只有在某种特定情况对某些故障才有所反映,不能准确有效作为判断的依据。目前采用的频率分析应该说是较先进的。笔者曾采用频率分析法较成功地处理了一起由于上述原因造成的振动。

某厂一台新投产的 FT150—1500 型高压给水泵,投产后一直振动大,反复检修,修后也只能使用一周左右,在此期间振动是逐渐增大的,直至无法正常使用。解体后发现各密封间隙严重磨损,滑动轴承层也因振动开裂。轴承振动情况见表 1。

表1 轴承振动情况(单位 mm)

位置	吐出侧	吸入侧
垂直	0.13	0.13
水平	0.06	0.07
轴向	0.023	位置所限未测量

泵解体后,各级动静部分径向严重碰磨,间隙增大,对其进行了频谱测量(频谱图删节—编者)。

从频谱看,它与不平衡频谱与振动方向特征都很相似,都是以一倍频为主,往往误以为不平衡所致。但它们的振动机理有区别,不同之处在:质心偏移不会在轴两端产生锥形运动,轴向振动不大;而轴弯曲则相反。但为什么会在本例中轴向振动不明显,而泵轴承的垂直振动大于轴向振动,因为轴承架较短,水平刚度大于轴向刚度的缘故。装配前该泵转子做了动平衡。差别的原因分析:多级离心泵由于各级密封环所起到的隐态轴承作用,大大地增强了泵转子的动刚度。实践表明:如果各密封间隙正常,多级泵转子质量少量不平衡对转子振动的影响不明显。另外由于泵转子轴向有动静平衡盘推力间的水膜刚度及泵推力轴承油膜刚度的阻尼作用,所以轴向振动衰减。前几次检修时,由于更换密封环,间隙得到控制,但由于转子呈弯曲状态,在初期即使产生碰磨,由于水动力的作用,各密封间隙处阻尼较大,振动不明显。随着碰磨时间的增长,各间隙逐渐增大,水动力与阻尼作用同步下降,直至丧失,这就是为什么该给泵振动会逐步上升的原因。基于上述分析,将问题锁定在转子弯曲是起因。

检查时发现转子小装当轴端锁紧螺帽上紧后,转子呈弓形,最大跳动处达0.25~0.38 mm。如图5的原因造成转子弯曲。经过处理后,该泵运行至今已有一年,泵两侧轴承振动均小于0.025 mm。

对于此类故障,处理时应逐级将叶轮、节流套、动盘套装到径向跳动合格的泵轴上,并在其端面均匀、淡淡地涂上红丹粉,被装配的零部件应在装配位置上,并两侧施力相等将其压紧,左右转动约

10°来回研磨,然后刮去亮点,直到环状结合面上四周接触点均匀。〔锁压螺帽,首先与轴上丝扣配合不应有松动(配合精度H6)],然后旋上后,把因锁紧而被挤压的面反向结合面,修刮直至合格,这也是十分重要的。特别要强调的是禁止采用刻意铲斜平面来借正转子跳动的做法。最终小装合格的转子应在锁紧螺帽松与紧的状态下,各级叶轮密封环处径向跳动差别 $\leq 0.03$  mm。

## 7 结论

1. 泵制造厂商应把中小型锅炉给水泵产品质量与大型锅炉给水泵予以同等重视,积极做好售后服务。

2. 发电企业应努力培养、依靠专业人才,认真应对各种缺陷,并提出要求和意见来督促泵制造厂,这点是非常重要和必要的。

3. 多级泵转子小装时对平衡机构的检修质量是泵检修工作的核心,同时对“暖泵”工作必须予以高度重视。

4. 设备存在的问题应结合设备的结构特点认真分析研究,找到症结,对症下药。不能只是损坏什么,就更换什么,浪费了资金不说,重要的是延误了发电时间。应尽量运用先进设备进行状态监测与故障诊断技术,力求做到准确判断,减少处理过程中的反复。

以上是我们对锅炉给水泵常见突出问题的一些看法,仅供检修人员参考,欢迎指正。

### 参考文献

- 1 关醒凡等. 泵的理论与设计. 机械工业出版社, 1986. 10
- 2 盛兆顺、尹琦岭主编. 设备状态监测与故障诊断技术及应用. 化学工业出版社, 2003. 6
- 3 周明衡主编. 联轴器选用手册. 化学工业出版社, 2001年1月
- 4 DG270-140系列泵产品说明书. 沈阳水泵厂

(本文编辑 王振华)

(上接第39页)常用的型式,其型线参数的合理匹配对提高泵装置运行经济性具有工程实际意义。本文就一钟型出水流道进行了水力测试及内流场分析,为钟型出水流道设计提供一定参考,关于钟型出水流道的型线优化、尺寸的合理确定仍需作系统试验分析。

### 参 考 文 献

- 1 陆林广,张仁田著. 泵站进水流道优化水力设计. 北京:中国水

利水电出版社, 1997: 94~102

- 2 成立,刘超,周济人等. 大型立式泵站簸箕型筋水流道三维紊流数值模拟. 水力发电学报, 2004, 23(4): 65~68
- 3 陈松山,葛强,周正富等. 大型轴流泵站双向流道三维紊流数值模拟. 江苏大学学报, 2005, 26(2): 45~49
- 4 J. P. VanDoormal, G. G. Raithby. Enhancement of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows. Numerical Heat Transfer, 1984, (7): 147~163 (本文编辑 王振华)